

REC'D 21 MAR 2005

WIPO

PCT

PCT/IB 05 / 00697
(21.03.05)

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日 2 0 0 4 年 3 月 2 3 日
Date of Application:

出 願 番 号 特 願 2 0 0 4 - 0 8 5 6 8 8
Application Number:
[ST. 10/C]: [J P 2 0 0 4 - 0 8 5 6 8 8]

出 願 人 トヨタ自動車株式会社
Applicant(s):

PCT/1805/00697

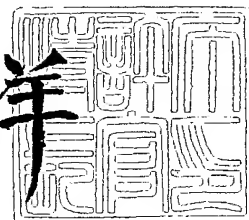
**PRIORITY
DOCUMENT**

SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH RULE 17.1(a) OR (b)

2 0 0 4 年 1 1 月 1 9 日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

小 川 洋



出証番号 出証特 2 0 0 4 - 3 1 0 5 4 8 1

【書類名】 特許願
【整理番号】 2003-08842
【提出日】 平成16年 3月23日
【あて先】 特許庁長官殿
【国際特許分類】 F16H 9/00
【発明者】
 【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
 【氏名】 野澤 啓文
【発明者】
 【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
 【氏名】 茨木 隆次
【発明者】
 【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
 【氏名】 岡田 卓也
【発明者】
 【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
 【氏名】 北條 康夫
【特許出願人】
 【識別番号】 000003207
 【氏名又は名称】 トヨタ自動車株式会社
 【代表者】 齋藤 明彦
【代理人】
 【識別番号】 100077481
 【弁理士】
 【氏名又は名称】 谷 義一
【選任した代理人】
 【識別番号】 100088915
 【弁理士】
 【氏名又は名称】 阿部 和夫
【手数料の表示】
 【予納台帳番号】 008268
 【納付金額】 21,000円
【提出物件の目録】
 【物件名】 特許請求の範囲 1
 【物件名】 明細書 1
 【物件名】 図面 1
 【物件名】 要約書 1
 【包括委任状番号】 0308146

【書類名】 特許請求の範囲**【請求項 1】**

プーリ軸が軸方向に離間された二点に配置された軸受で支持されると共に、プーリ油圧室に作動油を供給する供給油路がプーリ軸に径方向に形成された径方向油路を含むベルト式無段変速機において、

前記径方向油路は、前記軸受の離間された二点間外に設けられていることを特徴とするベルト式無段変速機。

【請求項 2】

前記軸受の一方は、前記径方向油路の近傍で内周側が前記プーリ軸に固定されると共に、前記プーリ軸の軸方向に摺動可能に配置された可動シーブに対する前記プーリ油圧室を形成する、シリンダ部材の外周側に設けられていることを特徴とする請求項 1 に記載のベルト式無段変速機。

【請求項 3】

前記径方向油路は、前記プーリ軸に形成されたスプライン部よりも軸方向外側に形成されていることを特徴とする請求項 1 または 2 に記載のベルト式無段変速機。

【書類名】明細書

【発明の名称】ベルト式無段変速機

【技術分野】

【0001】

本発明は、ベルトの巻き掛け半径を変化させることにより所望の変速比を得ることができるベルト式無段変速機に関する。

【背景技術】

【0002】

従来から、車両用の変速装置として、ベルト式無段変速機が知られている。この種のベルト式無段変速機は、互いに平行に配列されたプライマリシャフト（駆動側回転軸）およびセカンダリシャフト（従動側回転軸）と、プライマリシャフトに装着されたプライマリプーリと、セカンダリシャフトに装着されたセカンダリプーリとを備える。プライマリプーリおよびセカンダリプーリは、何れも、固定シーブと、固定シーブに対して移動可能な可動シーブとを含むものである。また、各可動シーブは、ボールおよびボール溝（ボールスプライン）等を介して、対応する回転軸に対して軸方向に移動可能かつ周方向に移動不能とされている。固定シーブと可動シーブとの間には、略V字形状のプーリ溝が形成され、プライマリプーリおよびセカンダリプーリそれぞれのプーリ溝には、無端ベルトが巻き掛けられる。また、プライマリプーリおよびセカンダリプーリに対しては、それぞれの可動シーブを対応する固定シーブに対して接近離間させるためのプーリ油圧室が設けられている。各プーリ油圧室の油圧は別個に制御され、これにより、プーリの溝幅が変更されてベルトの巻き掛け半径が変化し、変速比が所望の値に設定されると共に、ベルトの張力が調整される。

【0003】

かかるベルト式無段変速機において、上記の如きプーリ油圧室に作動油を供給するための油路が、プーリ軸の中心とその径方向に穿設され、そしてこの径方向の油孔が可動シーブをスプライン係合するスプライン軸部の軸端側に穿設されて、油孔に生ずる集中応力を低減しようとした技術が特許文献1に開示されている。

【0004】

【特許文献1】特開平11-141633号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

ところで、上述の特許文献1に記載のものは、その径方向の油孔がスプライン軸部の軸端側に穿設されており、油孔に生ずる集中応力のある程度は軽減できるが、この径方向の油孔は未だにプーリ軸を支持する二つの軸受間に設けられているので、プーリ軸に加えられるベルト張力による曲げ荷重によってプーリ軸が変形し、径方向の油孔に応力が集中するおそれがある。その結果、この応力集中を考慮して、径方向の油孔の個数を減らしたり、径を小さくしたり、あるいはプーリ軸径を大きくせざるを得ず、コスト上昇や重量化を招くという問題があった。

【0006】

そこで、本発明の目的は、かかる問題を解消し、径方向の油孔への応力集中を避けプーリ軸の強度を確保することができるベルト式無段変速機を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0007】

上記目的を達成する本発明の一形態によるベルト式無段変速機は、プーリ軸が軸方向に離間された二点に配置された軸受で支持されると共に、プーリ油圧室に作動油を供給する供給油路がプーリ軸に径方向に形成された径方向油路を含むベルト式無段変速機において、前記径方向油路は、前記軸受の離間された二点間外に設けられていることを特徴とする。

【0008】

ここで、前記軸受の一方は、前記径方向油路の近傍で前記プーリ軸に内周側が固定されると共に、前記プーリ軸の軸方向に摺動可能に配置された可動シーブに対する前記プーリ油圧室を形成する、シリンダ部材の外周側に設けられていることが好ましい。

【0009】

さらに、前記径方向油路は、前記プーリ軸に形成されたスプライン部よりも軸方向外側に形成されていることが好ましい。

【発明の効果】

【0010】

本発明の一形態によるベルト式無段変速機によれば、プーリ軸は軸方向に離間された二点に配置された軸受で支持されると共に、プーリ油圧室に作動油を供給する径方向油路が前記軸受の離間された二点間外に設けられているので、ベルトから加えられる荷重をプーリ軸の径方向油路が形成された部位が直接に受けることがない。従って、径方向油路への応力集中が生じず、プーリ軸の強度を確保することができる。

【0011】

ここで、前記軸受の一方が、前記径方向油路の近傍で前記プーリ軸に内周側が固定されると共に、前記プーリ軸の軸方向に摺動可能に配置された可動シーブに対する前記プーリ油圧室を形成する、シリンダ部材の外周側に設けられている形態によれば、上述の効果に加えて、ベルトから加えられる力の反力をシリンダ部材でなく、軸受で受けることができ、その分シリンダ部材の大型化ないしは厚肉化を抑制することができる。

【0012】

さらに、前記径方向油路が、前記プーリ軸に形成されたスプライン部よりも軸方向外側に形成されている形態によれば、上述の効果に加えて、ベルトから加えられる捻り荷重をプーリ軸の径方向油路が形成された部位が直接に受けることがない。従って、径方向油路への応力集中が生じず、プーリ軸の強度を確保することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0013】

以下、図面と共に本発明によるベルト式無段変速機の好適な実施形態について詳細に説明する。

【0014】

図1は、本発明に係るベルト式無段変速機が適用された車両の一部を示す概略構成図である。図1に示される車両1は、いわゆるFF車（フロントエンジンフロントドライブ：エンジン前置き前輪駆動車両）として構成されており、駆動源としてのエンジン2を備える。エンジン2としては、ガソリンエンジン、ディーゼルエンジン、LPGエンジン、水素エンジン、あるいは、バイフューエルエンジン等が採用され得るが、ここでは、エンジン2としてガソリンエンジンが用いられるものとして説明する。

【0015】

図1に示されるように、車両1は、横置きにされたエンジン2の側方に配置され、エンジン2のクランクシャフトSCと連結されるトランスアクスル3を有する。トランスアクスル3は、トランスアクスルハウジング4、トランスアクスルケース5およびトランスアクスルリヤカバー6を含む。ハウジング4は、エンジン2の側方に配置され、ケース5は、ハウジング4のエンジン2とは反対側の開口端に固定されている。また、リヤカバー6は、ケース5のハウジング4とは反対側の開口端に固定されている。そして、トランスアクスルハウジング4の内部には、トルクコンバータ7が配置されており、トランスアクスルケース5およびトランスアクスルリヤカバー6の内部には、前後進切り換え機構8、本発明に係るベルト式無段変速機（CVT）9、最終減速機（差動装置）10が配置されている。

【0016】

トルクコンバータ7は、ドライブプレート11と、ドライブプレート11を介してエンジン2のクランクシャフトSCに固定されるフロントカバー12とを有する。フロントカバー12には、図1に示されるように、ポンプインペラ14が取り付けられている。また

、トルクコンバータ 7 は、ポンプインペラ 14 と対向する状態で回転可能なタービンランナ 15 を含む。

【0017】

タービンランナ 15 は、クランクシャフト S C と概ね同軸に延びる入力シャフト S I に固定されている。更に、ポンプインペラ 14 およびタービンランナ 15 の内側にはステータ 16 が配置されており、ステータ 16 の回転方向は、ワンウェイクラッチ 17 によって一方向にのみ設定される。ステータ 16 には、ワンウェイクラッチ 17 を介して中空軸 18 が固定されており、上述の入力シャフト S I は、この中空軸 18 の内部に挿通されている。そして、入力シャフト S I のフロントカバー 12 側の端部には、ダンパ機構 19 を介してロックアップクラッチ 20 が取り付けられている。

【0018】

上述のポンプインペラ 14、タービンランナ 15 およびステータ 16 は、作動液室を画成し、この作動液室には、トルクコンバータ 7 と前後進切り換え機構 8 との間に配置されたオイルポンプ 21 から作動液が供給される。そして、エンジン 2 が作動し、フロントカバー 12 およびポンプインペラ 14 が回転すると、作動液の流れによりタービンランナ 15 が引きずられるようにして回転し始める。また、ステータ 16 は、ポンプインペラ 14 とタービンランナ 15 との回転速度差が大きい時に、作動液の流れをポンプインペラ 14 の回転を助ける方向に変換する。

【0019】

これにより、トルクコンバータ 7 は、ポンプインペラ 14 とタービンランナ 15 との回転速度差が大きい時には、トルク増幅機として作動し、両者の回転速度差が小さくなると、流体継手として作動する。そして、車両 1 の発進後、車速が所定速度に達すると、ロックアップクラッチ 20 が作動され、エンジン 2 からフロントカバー 12 に伝えられた動力が入力シャフト S I に機械的かつ直接に伝達されるようになる。また、フロントカバー 12 から入力シャフト S I に伝達されるトルクの変動は、ダンパ機構 19 によって吸収される。

【0020】

トルクコンバータ 7 と前後進切り換え機構 8 との間のオイルポンプ 21 は、ロータ 22 を有し、このロータ 22 は、ハブ 23 を介してポンプインペラ 14 と接続されている。また、ハブ 23 は、中空軸 18 に対してスプライン嵌合されており、オイルポンプ 21 の本体 24 は、トランスアクスルケース 5 側に固定されている。従って、エンジン 2 の動力は、ポンプインペラ 14 を介してロータ 22 に伝達されることになり、これにより、オイルポンプ 21 が駆動される。

【0021】

前後進切り換え機構 8 は、ダブルピニオン形式の遊星歯車機構 25 を有している。遊星歯車機構 25 は、入力シャフト S I の無段変速機 9 側の端部に取り付けられたサンギヤ 26 と、サンギヤ 26 の外周側に同心状に配置されたリングギヤ 27 と、サンギヤ 26 と噛み合う複数のピニオンギヤ 28 と、リングギヤ 27 およびピニオンギヤ 28 の双方と噛み合う複数のピニオンギヤ 29 と、各ピニオンギヤ 28 を自転可能に保持し、かつ、ピニオンギヤ 28 をサンギヤ 26 の周囲で一体的に公転可能な状態に保持するキャリア 30 とを含む。

【0022】

前後進切り換え機構 8 のキャリア 30 は、ベルト式無段変速機 9 に含まれるプライマリシャフト S P に固定され、キャリア 30 と入力シャフト S I との間の動力伝達経路は、フォワードクラッチ C R を用いて接続または遮断される。また、前後進切り換え機構 8 は、リングギヤ 27 の回転・固定を制御するリバースブレーキ B R を有している。

【0023】

一方、本発明に係るベルト式無段変速機 9 は、入力シャフト S I と概ね同軸に延びる上述のプライマリシャフト（駆動側回転軸）S P と、プライマリシャフト S P と平行をなすように配置されたセカンダリシャフト（従動側回転軸）S S とを有する。プライマリシャ

フトSPは、軸受31および32によって回転自在に支持されており、セカンダリシャフトSSは、軸受33および34によって回転自在に支持されている。そして、プライマリシャフトSPには、プライマリプーリ35が、セカンダリシャフトSSには、セカンダリプーリ36がそれぞれ装備されている。

【0024】

プライマリプーリ35は、プライマリシャフトSPの外周に一体に形成された固定シープ37と、プライマリシャフトSPの外周に摺動自在に装着された可動シープ38とにより構成されている。固定シープ37と可動シープ38とは互いに対向し合い、両者間には、略V字形状のプーリ溝39が形成される。また、可動シープ38は、固定シープ37に対してプライマリシャフトSPの軸方向に移動可能であり、無段変速機9は、可動シープ38をプライマリシャフトSPの軸方向に移動させて可動シープ38と固定シープ37とを接近・離間させる油圧アクチュエータ40を有している。

【0025】

同様に、セカンダリプーリ36も、セカンダリシャフトSSの外周に一体に形成された固定シープ41と、セカンダリシャフトSSの外周に摺動自在に装着された可動シープ42とにより構成されている。固定シープ41と可動シープ42とは互いに対向し合い、両者間には、略V字形状のプーリ溝44が形成される。また、可動シープ42も、固定シープ41に対してセカンダリシャフトSSの軸方向に移動可能であり、無段変速機9は、可動シープ42をセカンダリシャフトSSの軸方向に移動させて可動シープ42と固定シープ41とを接近・離間させる油圧アクチュエータ45を有している。

【0026】

上述のプライマリプーリ35のプーリ溝39と、セカンダリプーリ36のプーリ溝44とは、多数の金属製の駒および複数本のスチールリングにより構成されるベルトBが巻き掛けられる。そして、各油圧アクチュエータ40および45による油圧が別個に制御され、これにより、プライマリプーリ35およびセカンダリプーリ36の溝幅が変更されてベルトBの巻き掛け半径が変化する。この結果、無段変速機9による変速比が所望の値に設定されると共に、ベルトBの張力が調整されることになる。なお、セカンダリシャフトSSを支持する軸受34はトランスアクスルリヤカバー6に固定されており、軸受34とセカンダリプーリ36との間には、パーキングギヤPGが設けられている。

【0027】

図1に示されるように、ベルト式無段変速機9のセカンダリシャフトSSには、軸受46および47によって支持されたシャフト48が連結されている。シャフト48には、カウンタドリブンギヤ49が固定されており、このカウンタドリブンギヤ49を介して、ベルト式無段変速機9から最終減速機10に動力が伝達される。最終減速機10は、セカンダリシャフトSSと平行をなすように配置されたインターミディエートシャフト50を含む。インターミディエートシャフト50は、軸受51および52によって支持されており、シャフト50には、セカンダリシャフトSSのカウンタドリブンギヤ49と噛み合うカウンタドリブンギヤ53と、ファイナルドライブギヤ54とが固定されている。

【0028】

また、最終減速機10は、中空のデフケース55を有している。デフケース55は、軸受56および57によって回転自在に支持されており、その外周には、リングギヤ58が形成されている。このリングギヤ58は、インターミディエートシャフト50のファイナルドライブギヤ54と噛み合っている。更に、デフケース55は、その内部にピニオンシャフト59を支持しており、ピニオンシャフト59には、2体のピニオンギヤ60が固定されている。各ピニオンギヤ60には、2体のサイドギヤ61が噛み合わされており、各サイドギヤ61には、フロントドライブシャフト62がそれぞれ別個に接続され、各フロントドライブシャフト62には、車輪（前輪）FWが固定されている。

【0029】

さて、図2は、上述の本発明によるベルト式無段変速機9の要部を示す拡大断面図であり、同図は、無段変速機9のプライマリプーリ35およびプライマリシャフトSPに関連

する構成を示している。プライマリシャフトSPは軸線を中心として回転可能であり、プライマリシャフトSPの一端には固定シープ37が一体に形成され、内部には軸線方向に油路SPAが形成されている。そして、プライマリシャフトSPは固定シープ37より外側で、上述のトランスアクスルケース5に固定された軸受31により回転自在に支持されている。プライマリシャフトSPの内部に軸線方向に形成された油路SPAは、不図示の油圧制御装置の油圧回路に連通されている。さらに、プライマリシャフトSPには、その外周面に向け半径方向に伸ばされ、かつ、油路SPAに連通された油路SPBが設けられている。

【0030】

一方、可動シープ38は、プライマリシャフトSPの外周面に沿ってスライドする内筒部38Aと、内筒部38Aの固定シープ37側の端部から外周側に向けて連続された半径方向部38Bと、半径方向部38Bの外周端に連続され、かつ、軸受33側に向けて軸線方向に伸ばされた外筒部38Cとを有している。そして、内筒部38Aには、その内周面から外周面に亘って貫通する油路38Dが形成されている。この油路38Dと油路SPBとはプライマリシャフトSPの外周面に形成された後述のスプライン部を介して連通されている。

【0031】

すなわち、図2に示されるように、可動シープ38の内筒部38Aの内周面には複数のスプライン歯（溝）38Sが形成されている。他方、可動シープ38を摺動自在に支持するプライマリシャフトSPの外周面には、複数のスプライン溝（歯）SPGが形成されている。スプライン歯38Sおよびスプライン溝SPGは、歯面または溝表面がインボリュート曲線をなすように形成されており、プライマリシャフトSPと可動シープ38とは軸方向に滑らかに相対移動可能であるが、プライマリシャフトSPと可動シープ38とが円周方向には相対移動が不可能な状態とされている。

【0032】

なお、径方向の油路SPBは、プライマリシャフトSPに形成されたスプライン溝SPGより軸方向の外側に形成されている。このようにすると、ベルトBから可動シープ38を介してプライマリシャフトSPに伝達されるトルクの伝達経路外に、径方向の油路SPBが位置されることになるので、径方向油路SPBへの応力集中が生じず、プライマリシャフトSPの強度を確保することができる。

【0033】

更に、ベルト式無段変速機9は、環状の隔壁部材であるシリンダ部材70を含む。シリンダ部材70は、図2からわかるように、プライマリシャフトSPの径方向に延びる第一径方向部70Aと、第一径方向部70AからプライマリシャフトSPの軸線と概ね平行に延びる第一筒状部70Bと、第一筒状部70Bから可動シープ38の背面に沿ってプライマリシャフトSPの径方向に延びる第二径方向部70Cと、さらにこの第二径方向部70Cから可動シープ38の外筒部38Cに対する逃げ用の湾曲部を介してプライマリシャフトSPの軸線と概ね平行に延びる第二筒状部70Dとを有している。

【0034】

シリンダ部材70の第一径方向部70Aに形成されている中心孔部には、プライマリシャフトSPの先端の小径部が圧入され、シリンダ部材70は、ロックナット80を用いてプライマリシャフトSPの段部との間に固定されている。そして、シリンダ部材70の第一筒状部70Bは、不図示の環状のベアリングリテーナおよびボルトによってトランスアクスルリヤカバー6に固定されている軸受32によって回転自在に支持されている。これにより、ベルト式無段変速機9では、後で詳述するように、プライマリシャフトSPが前述の軸受31と共に、シリンダ部材70（第一筒状部70B）を介して軸受32により回転自在に支持されることになる。

【0035】

また、可動シープ38の外筒部38Cの外縁部には、シリンダ部材70の第二筒状部70Dの内周面と摺接するようにシール部材72が配置されている。一方、可動シープ38

の内筒部 38A における軸方向端部の外周側には、シリンダ部材 70 の第一筒状部 70B の内周側と摺動自在に接触する、後述の第 2 摺動部 38F が形成されている。かくて、可動シープ 38 の内筒部 38A、半径方向部 38B、外筒部 38C およびシリンダ部材 70 によって、上述の油圧アクチュエータ 40 を構成する第一油圧室 40A が画成されている。一方、シリンダ部材 70 の第一径方向部 70A、第一筒状部 70B、可動シープ 38 の内筒部 38A における軸方向端部およびプライマリシャフト SP によって、上述の油圧アクチュエータ 40 を構成する第二油圧室 40B が画成されている。この第一油圧室 40A および第二油圧室 40B 内の油圧を制御することにより、可動シープ 38 を固定シープ 37 に対して移動させてベルト B の巻き掛け半径を変化させることにより、所望の変速比を得ることができる。

【0036】

また、可動シープ 38 に対しては、プライマリシャフト SP の軸方向に離間されて第 1 の摺動部 38E と前述の第 2 の摺動部 38F とが設けられている。可動シープ 38 の 2 つの摺動部のうち、第 1 の摺動部 38E は、スプライン 38S よりもプライマリシャフト SP の軸方向における固定シープ 37 側で、かつ、可動シープ 38 の内周面に設けられており、プライマリシャフト SP の外周面と接触する。一方、第 2 の摺動部 38F は、上述のように、第 1 の摺動部 38E と軸方向に離間されて、かつ、可動シープ 38 の内筒部 38A における軸方向端部の外周面に設けられている。そして、第 2 の摺動部 38F は、図 2 に示されるように、プライマリシャフト SP ではなく、シリンダ部材 70 の第一筒状部 70B の内周面に接触する。

【0037】

一方、図 3 は、上述の本発明によるベルト式無段変速機 9 の別の要部を示す拡大断面図であり、同図は、無段変速機 9 のセカンダリプリー 36 およびセカンダリシャフト SS に関連する構成を示している。セカンダリシャフト SS は軸線を中心として回転可能であり、セカンダリシャフト SS の一端には固定シープ 42 が一体に形成され、内部には軸線方向に油路 SSA が形成されている。そして、セカンダリシャフト SS は固定シープ 42 より外側で、上述のトランスアクスルリヤカバー 6 に固定された軸受 34 により、パーキングギヤ PG と共に回転自在に支持されている。セカンダリシャフト SS の内部に軸線方向に形成された油路 SSA は、不図示の油圧制御装置の油圧回路に連通されている。さらに、セカンダリシャフト SS には、その外周面に向け半径方向に伸ばされ、かつ、油路 SSA に連通された油路 SSB が設けられている。

【0038】

一方、可動シープ 43 は、セカンダリシャフト SS の外周面に沿ってスライドする筒状部 43A と、筒状部 43A の固定シープ 42 側の端部から外周側に向けて連続された半径方向部 43B とを有している。そして、該可動シープ 43 には、半径方向部 43B の背面に環状部材 75 が固設され、該環状部材 75 の半径方向部 75A の外周端に連続され、かつ、軸受 33 側に向けて軸線方向に伸ばされた外筒部 75B を有している。そして、可動シープ 43 の筒状部 43A には、その内周面から外周面に亘って貫通する油路 43C が形成されている。この油路 43C と油路 SSB とはセカンダリシャフト SS の外周面に形成された後述のスプライン部を介して連通されている。

【0039】

すなわち、図 3 に示されるように、可動シープ 43 の筒状部 43A の内周面には複数のスプライン歯（溝）43S が形成されている。他方、可動シープ 43 を摺動自在に支持するセカンダリシャフト SS の外周面には、複数のスプライン溝（歯）SSG が形成されている。スプライン歯 43S およびスプライン溝 SSG は、歯面または溝表面がインボリュート曲線をなすように形成されており、セカンダリシャフト SS と可動シープ 43 とは軸方向に滑らかに相対移動可能であるが、セカンダリシャフト SS と可動シープ 43 とが円周方向には相対移動が不可能な状態とされている。

【0040】

更に、ベルト式無段変速機 9 は、環状の隔壁部材であるシリンダ部材 90 を含む。シリ

シリンダ部材 90 は、図 3 からわかるように、セカンダリシャフト S S の径方向に延びる第一径方向部 90 A と、第一径方向部 90 A からセカンダリシャフト S S の軸線と概ね平行に延びる第一筒状部 90 B と、第一筒状部 90 B から可動シープ 43 の背面に向かって屈曲しつつセカンダリシャフト S S の径方向に延びる第二径方向部 90 C と、さらにこの第二径方向部 90 C から、可動シープ 43 に固設された環状部材 75 の外筒部 75 B の内周面と摺接するように平行に延びる第二筒状部 90 D とを有している。

【0041】

シリンダ部材 90 の第一径方向部 90 A に形成されている中心孔部には、セカンダリシャフト S S の先端の小径部が圧入され、シリンダ部材 90 は、ロックナット 100 を用いてセカンダリシャフト S S の段部との間に固定されている。そして、シリンダ部材 90 の第一筒状部 90 B は、トランスアクスルケース 5 に固定されている軸受 33 によって回転自在に支持されている。これにより、ベルト式無段変速機 9 では、後で詳述するように、セカンダリシャフト S S が前述の軸受 34 と共に、シリンダ部材 90 (第一筒状部 90 B) を介して軸受 33 により回転自在に支持されることになる。

【0042】

また、可動シープ 43 の筒状部 43 A における軸方向端部の外周側には、シリンダ部材 90 の第一筒状部 90 B の内周側と摺動自在に接触する、後述の第 2 摺動部 43 F が形成されている。かくて、可動シープ 43 の筒状部 43 A、半径方向部 43 B、環状部材 75 およびシリンダ部材 90 によって、上述の油圧アクチュエータ 45 を構成する第一油圧室 45 A が画成されている。一方、シリンダ部材 90 の第一径方向部 90 A、第一筒状部 90 B、可動シープ 43 の筒状部 43 A における軸方向端部およびセカンダリシャフト S S によって、上述の油圧アクチュエータ 45 を構成する第二油圧室 45 B が画成されている。この第一油圧室 45 A および第二油圧室 45 B 内の油圧を制御することにより、可動シープ 43 を固定シープ 42 に対して移動させてベルト B の巻き掛け半径を変化させることにより、所望の変速比を得ることができる。

【0043】

また、可動シープ 43 に対しては、セカンダリシャフト S S の軸方向に離間されて第 1 の摺動部 43 E と前述の第 2 の摺動部 43 F とが設けられている。可動シープ 43 の 2 つの摺動部のうち、第 1 の摺動部 43 E は、スプライン 43 S よりもセカンダリシャフト S S の軸方向における固定シープ 42 側で、かつ、可動シープ 43 の内周面に設けられており、セカンダリシャフト S S の外周面と接触する。一方、第 2 の摺動部 43 F は、上述のように、第 1 の摺動部 43 E と軸方向に離間されて、かつ、可動シープ 43 の筒状部 43 A における軸方向端部の外周面に設けられている。そして、第 2 の摺動部 43 F は、図 3 に示されるように、セカンダリシャフト S S ではなく、シリンダ部材 90 の第一筒状部 90 B の内周面に接触する。なお、径方向の油路 S S B は、セカンダリシャフト S S に形成されたスプライン溝 S S G より軸方向の外側に形成されている。

【0044】

ここで、本発明の実施形態による軸受と径方向油路との位置関係および力の関係について、さらに詳細に説明する。プライマリプーリ 35 においては、油路 S P B が軸方向に離間して配置された軸受 31 および 32 の離間された二点間外に設けられ、セカンダリプーリ 36 においては、同じく、油路 S S B が軸方向に離間して配置された軸受 33 および 34 の離間された二点間外に設けられており、いずれもベルトから加えられる荷重をプーリ軸であるプライマリシャフト S P およびセカンダリシャフト S S における油路 S P B および油路 S S B の形成部位が直接に受けることがない。この作用は、プライマリプーリ 35 側およびセカンダリプーリ 36 側のいずれも同一原理により得られるものであるから、以下ではプライマリプーリ 35 側について代表的に図 4 を用いて説明する。すなわち、プライマリプーリ 35 のプーリ軸であるプライマリシャフト S P を軸方向に離間された二点で支持する軸受 31 および 32 と、プーリ油圧室である第一油圧室 40 A および第二油圧室 40 B に作動油を供給する径方向油路である油路 S P B との位置および力の関係について、代表的に図 4 を用いて説明することにする。

【0045】

ここで、図4 (A) は、油路SPBが軸方向に離間された軸受31、32の離間された二点間内に設けられる従来配置の場合において、ベルトから加えられる荷重がプーリ軸にどのように作用するかを示した力のフロー図であり、図4 (B) は、本発明に係る、油路SPBが軸方向に離間された軸受31、32の離間された二点間外に設けられた場合の、同じく力のフロー図である。図4 (A) および図4 (B) において、M1およびM2はベルトBからの固定シープ37および可動シープ38にそれぞれ加えられるモーメント力、F1およびF2は可動シープ38からプーリ軸であるプライマリシャフトSPにそれぞれ与えられる力、F3およびF4はプーリ軸であるプライマリシャフトSPから軸受31および軸受32にそれぞれ加えられる力である。なお、Xは油路SPBがプライマリシャフトSPに形成されている位置を指している。

【0046】

ここで、従来配置では、図4 (A) から明らかなように、プーリ軸であるプライマリシャフトSPには、可動シープ38をプーリ軸線に直交する方向の軸線を回転中心として回そうとする力F1およびF2 (特に、X位置に近い力F2) がベルト張力により加えられると共に、軸受32からの力 (反力) F4が加えられる結果、油路SPBが配置されたX位置には大きな曲げが生ずることになる。一方、これに対し、本発明に係る配置では、上述の、可動シープ38からのプーリ軸線に直交する方向の軸線を回転中心とする力F1およびF2が加えられたとしても、図4 (B) から明らかなように、X位置に近い側の力F2は軸受32 (上述した実施形態では、シリンダ部材70を介している) により直接に支持され、プーリ軸であるプライマリシャフトSPには入力されない。この結果、油路SPBが配置されたX位置には曲げがほとんど生じないのである。従って、径方向油路SPBへの応力集中が生じず、プーリ軸の強度を確保することができる。なお、上の説明はプライマリプーリ35側について行ったが、前述の如く、セカンダリプーリ36側にも適用され得ることはいうまでもない。

【図面の簡単な説明】

【0047】

【図1】 本発明に係る無段変速機が適用された車両の一部を示す概略構成図である。

【図2】 本発明による無段変速機のプライマリプーリ側の実施形態を示す拡大断面図である。

【図3】 本発明による無段変速機のセカンダリプーリ側の実施形態を示す拡大断面図である。

【図4】 ベルトから加えられる荷重がプーリ軸にどのように作用するかを示した力のフロー図であり、(A) は、従来配置の場合、(B) は、本発明に係る配置の場合である。

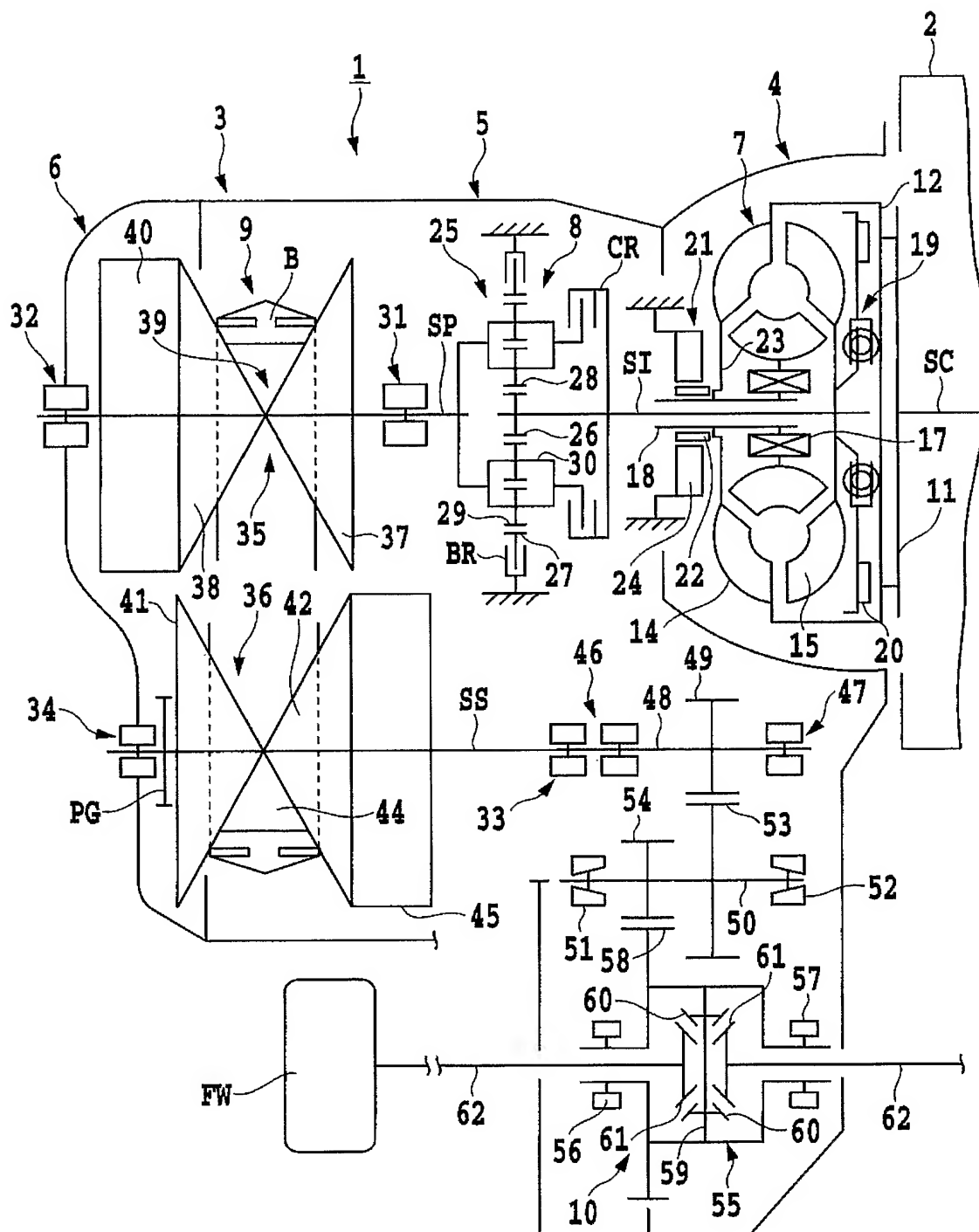
【符号の説明】

【0048】

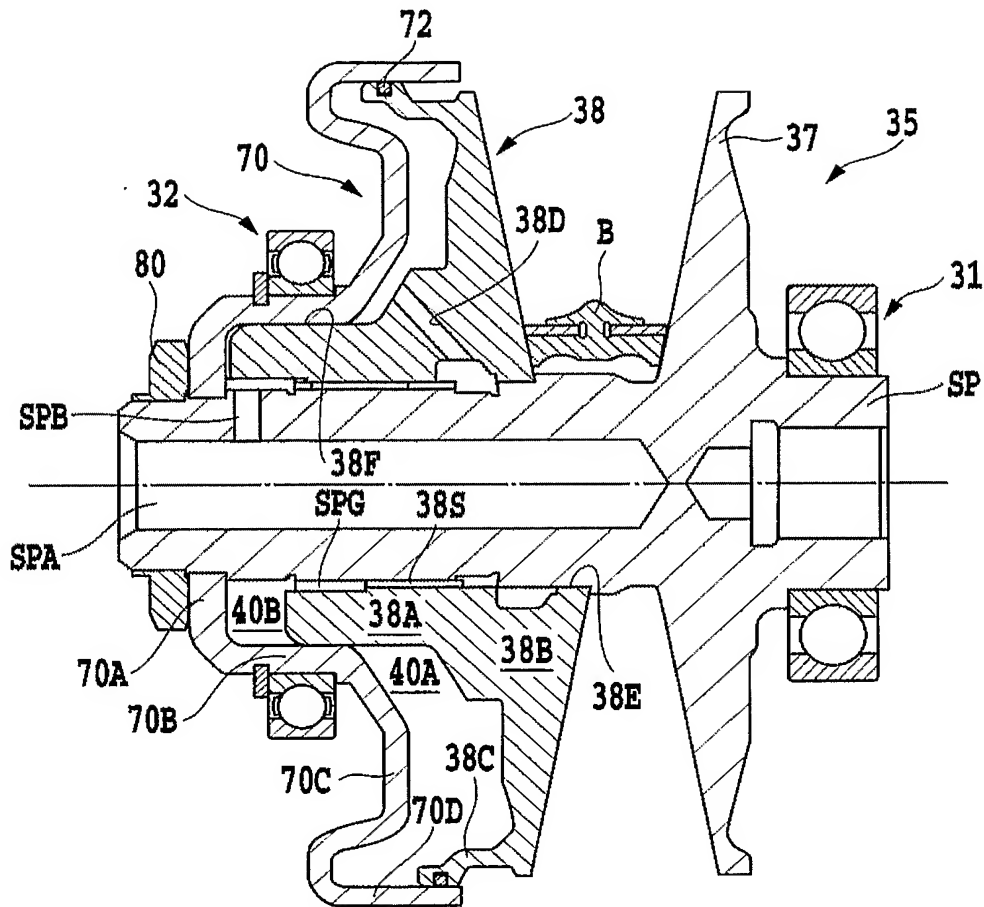
31、32、33、34	軸受
35	プライマリプーリ
36	セカンダリプーリ
37、42	固定シープ
38、43	可動シープ
70、90	シリンダ部材
SP	プライマリシャフト
SPB	径方向の油路
SS	セカンダリシャフト
SSB	径方向の油路

【書類名】 図面

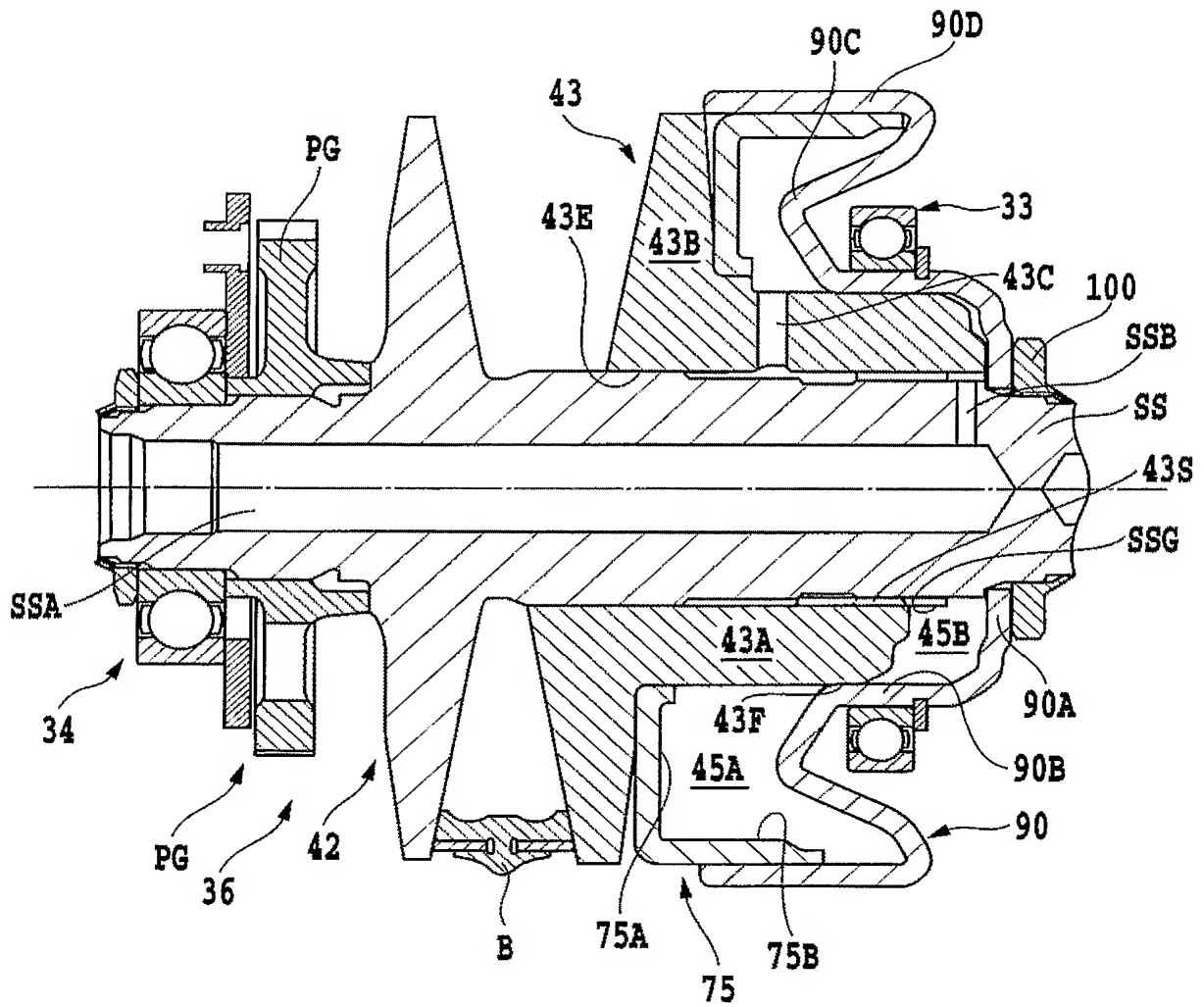
【図 1】



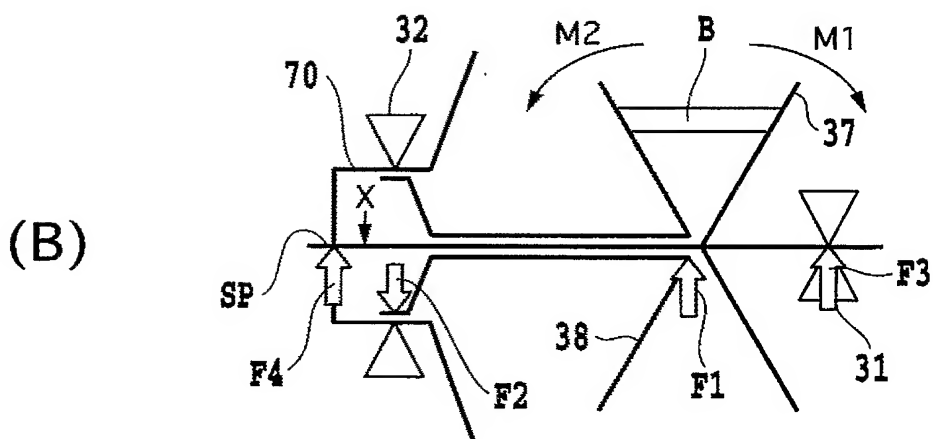
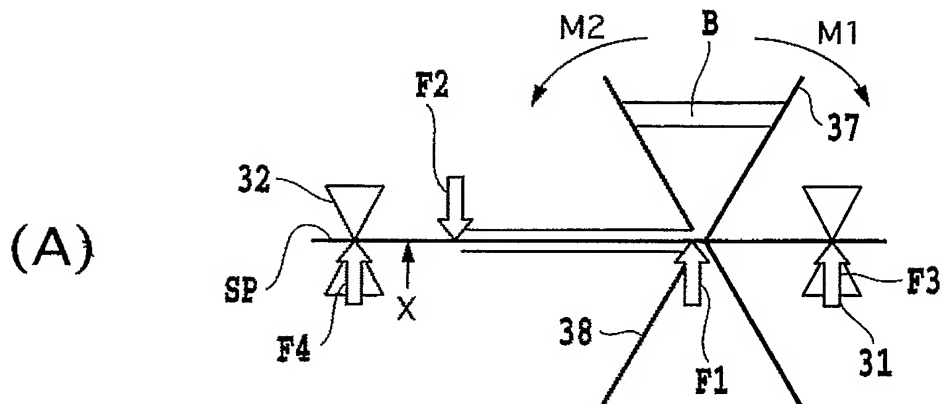
【図 2】



【図 3】



【図 4】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 径方向の油孔への応力集中を避けプーリ軸の強度を確保することができるベルト式無段変速機を提供する。

【解決手段】 プーリ軸 S P が軸方向に離間された二点に配置された軸受 3 1、3 2 で支持されると共に、プーリ油圧室 4 0 A、4 0 B に作動油を供給する供給油路がプーリ軸 S P に径方向に形成された径方向油路 S P B を含むベルト式無段変速機において、径方向油路 S P B が、軸受 3 1、3 2 の離間された二点間外に設けられている。また、一方の軸受 3 2 は、径方向油路 S P B の近傍で内周側がプーリ軸 S P に固定され、可動シープ 3 8 に対するプーリ油圧室 4 0 B を形成する、シリンダ部材 7 0 の外周側に設けられている。

【選択図】 図 2

特願 2 0 0 4 - 0 8 5 6 8 8

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[0 0 0 0 0 3 2 0 7]

1. 変更年月日

1 9 9 0 年 8 月 2 7 日

[変更理由]

新規登録

住 所

愛知県豊田市トヨタ町 1 番地

氏 名

トヨタ自動車株式会社